

ОБОСНОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ПОВЫШЕНИЯ СОПРОТИВЛЕНИЯ РЕЗИНОВЫХ ФУТЕРОВОЧНЫХ ПЛИТ БУФЕРНОЙ КОНСТРУКЦИИ УДАРНЫМ НАГРУЗКАМ

Джирма С.А.,

Кировоградский государственный технический университет

Измельчение минерального сырья для керамического и цементного производства является одной из важнейших операций в технологическом процессе изготовления строительных материалов.

В настоящее время эта операция осуществляется в основном в барабанных и трубных мельницах, рабочие поверхности которых защищены преимущественно металлическими бронеплитами. В отечественной промышленности на каждый миллион тонн перерабатываемого сырья затрачивается 1000 т металла [1]. Попадая в промышленные продукты керамического и цементного производства металлические частицы значительно снижают их качество.

Сложившаяся ситуация вызвала последнее время у нас и за рубежом резкую интенсификацию работ по созданию более эффективных защитных покрытий рабочих поверхностей измельчительного оборудования, которые позволили бы снизить содержание железа в продуктах измельчения.

Положительный опыт применения в качестве футеровки резиновых плит [2, 3] стал основанием для работ по совершенствованию конструкций футеровочных элементов, обеспечивающих возможность повышения технологических и эксплуатационных показателей работы серийных шаровых и трубных мельниц.

Примером таких конструкций являются резиновые оболочковые футеровки, включающие набор одноэлементных плит с герметическими воздушными полостями [4]. Оболочковые конструкции позволяют применять резиновые футеровки в крупногабаритных мельницах с повышенной энергией ударов мялящих шаров, при этом благодаря увеличению эластичности футеровки, повышается производительность мельниц и снижается шум, генерируемый мельницами.

Однако оболочковые футеровки имеют и недостаток, заключающийся в увеличенной высоте отдельных элементов, что связано с необходимостью выполнения в них герметической воздушной полости. Данное обстоятельство не дает возможности применять оболочковые футеровки в мельницах небольшого типоразмера, так как их использование может привести к снижению полезного объема машины, предопределяющим их производительность.

Поэтому актуальной проблемой является создание конструкции резиновой футеровки, которая объединяла бы достоинства оболочковых резиновых плит и защитных резиновых плит традиционной конструкции: повышенную стойкость и механическую прочность при действии ударных нагрузок, минимум энергии, передаваемой на защищаемую поверхность, интенсификацию перемещения мелющей и технологической загрузки с небольшой высотой футеровочных элементов.

Эта проблема может быть решена на основании применения футеровочных элементов, включающих набор плит 1 снабженных по периферии ребрами жесткости 2, устанавливаемых с зазором 3 относительно защищаемой поверхности 4 и получившие название буферной футеровки (рис. 1).

Известно, что возникающие силы при нагружении динамической системы определяются [5]

$$Q = C \cdot \lambda \quad (1)$$

где C – жесткость системы;

λ – деформация.

Согласно формулы (1) сила удара прямо пропорционально зависит от жесткости системы.

Динамическую модель футеровки буферного типа можно представить как систему, жесткость которой состоит из трех составляющих, соединенных последовательно рис 2.

Приведенная жесткость резиновой футеровки буферной конструкции определится выражением

$$C = \frac{1}{C_{y\partial}} + \frac{1}{C_{из}} + \frac{1}{C_{oc}} \quad (2)$$

Каждая из жесткостей зависит от гаммы конструктивных параметров буферной футеровки. Поэтому представляет интерес исследовать и определить оптимальное значение приведенной жесткости резиновой футеровки, которое обеспечит снижение нагрузок и устранил передачу энергии удара на защищаемую поверхность при соударении с шарами.

Первая составляющая в уравнении (1) $C_{y\partial}$ – жесткость слоя резины по толщине (ударная жесткость резины), согласно [6], при заданных физико-механических свойствах резины определяется в первую очередь скоростью соударения и изменяется в сравнительно небольших пределах 0,15-0,3 МН/м. Толщина слоя и масса резинового элемента оказывают незначительное влияние на ударную жесткость.

Жесткость футеровки буферной конструкции при постоянном значении ударной жесткости включает две составляющих, первая обуславливает собственную изгибную жесткость резины над воздушным зазором, как пластины опертой по контуру $C_{из}$, вторая представляет жесткость упругого основания пластины C_{oc} , роль которого выполняют опорные ребра.

При последовательном соединении изгибной жесткости пластины 1 $C_{из}$ и жесткости на сжатие C_{oc} ребер 3 (рис. 2) суммарная жесткость системы определится

$$C = \frac{C_{из} \cdot C_{oc}}{C_{из} + C_{oc}} \quad (3)$$

где $C_{из}$ – изгибная жесткость слоя;

C_{oc} – жесткость опорных ребер (упругого основания пластины).

В случае если жесткость упругого основания не превышает изгибную жесткость слоя резины ударные нагрузки при падении груза снижаются по меньшей мере в двое, так

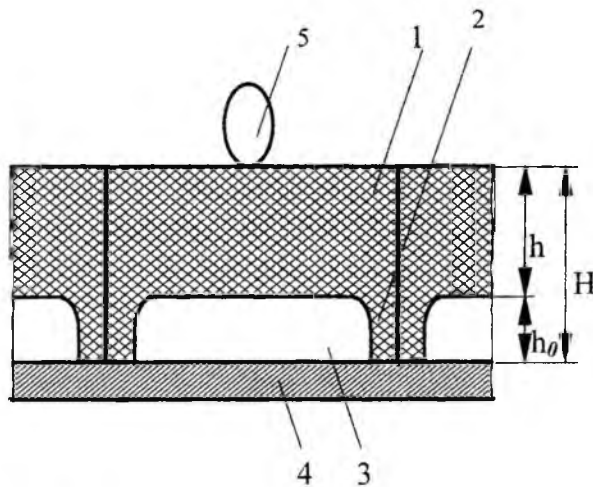
$$C_{из} = C_{oc} \quad C = \frac{C_{из}}{2}$$

При абсолютно жестких ребрах $C_{из} \rightarrow \infty$, суммарная жесткость равна изгибной жесткости

$$C = \lim_{C_2 \rightarrow \infty} \frac{C_{из} \cdot C_{oc}}{C_{из} + C_{oc}} = C_{из} \quad (4)$$

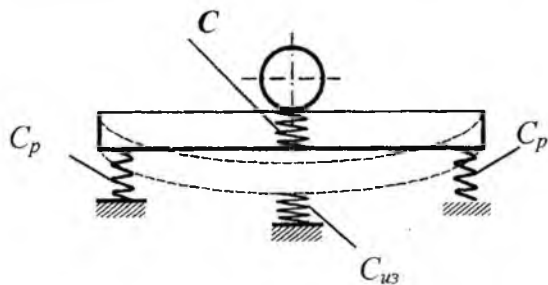
Таким образом путем подбора жесткости ребер можно в существенных пределах регулировать ударные нагрузки, возникающие в слое резины при падении мелких шаров.

Рис. 1 Резиновая буферная футеровка ша-



ровой мельницы.

Рис. 2 Динамическая модель футеровки



буферной конструкции:

$C_{y\partial}$ – жесткость слоя резины по толщине;

$C_{из}$ – изгибная жесткость слоя резины над воздушным зазором;

C_p – жесткость опорных ребер (жесткость амортизатора);

Поэтому задачей исследования является установление параметров резиновых футеровочных плит барабанных мельниц диаметром 3,2...4,5 м, позволяющих снизить ударные нагрузки, повысить стойкость и долговечность футеровочных элементов.

Для рассмотренной конструкции введем понятие коэффициента изгибной жесткости.

Коэффициент изгибной жесткости $C_{из}$, представляющий собой силу, которую необходимо приложить к пластине, чтобы получить перемещение равное единице, определяется из уравнения изогнутой поверхности, которое после преобразований [7] имеет вид

$$\frac{a}{2} \cdot \frac{b}{2} \cdot \pi^4 \cdot A_{11} \cdot \left(\frac{1}{a^2} + \frac{1}{b^2} \right)^2 = \frac{1}{D} \cdot \frac{a}{0} \int_0^{\pi x/a} \sin \frac{\pi x}{a} dx \cdot \int_0^{\pi y/b} \sin \frac{\pi y}{b} f(x, y) dy, \quad (5)$$

Предполагая, что характер воздействия динамической контактной нагрузки $P(t)$, аналогичен характеру воздействия сосредоточенной статической нагрузки P , после вычислений и преобразований получаем выражение для изгибной жесткости

$$C_{из} = \frac{P}{A_{11}} = \left[\frac{\pi^4 \cdot D \cdot (1 + \mu_1^2)}{4 \cdot a^4 \cdot \mu_1^2} \right] \cdot \frac{a \cdot b}{\sin \pi \frac{x_1}{a} \cdot \sin \pi \frac{y_1}{b}}, \quad (6)$$

$$\text{где } \mu_1 = \frac{1}{\mu} = \frac{b}{a};$$

x_1, y_1 – координаты приложения сосредоточенной нагрузки.

Жесткость упругого основания пластины $C_{ос}$ состоит из жесткостей опорных ребер C_p , которые рассматриваются как призматические упругие элементы высотой, соответствующей высоте воздушного зазора, что дает возможность применения при их расчете зависимостей для прямоугольных амортизаторов.

Жесткость прямоугольного амортизатора согласно [8] определяется

$$C_p = \frac{P}{\Delta} = \frac{E \cdot F}{h} \cdot \beta(\gamma_1 \cdot \gamma_2), \quad (7)$$

Соотношения для β принимаем [8]

$$\beta = 1 + \frac{1}{3} \cdot \gamma_2^2 - \frac{(2 + \gamma_2^2)^2}{3 \cdot (4 + \gamma_1^2 + \gamma_2^2)}, \quad (8)$$

$$\text{где } \gamma_1 = \frac{a_p}{h_0}; \quad \gamma_2 = \frac{b_p}{h_0};$$

$F = a_p \cdot b_p$ – площадь поперечного сечения ребра;

a_p – длина элемента, b_p – ширина опорного ребра;

$h_p = h_0$ – высота опорного ребра равная высоте воздушного зазора.

Тогда жесткость упругого основания пластины определится:

$$C_{ос} = C_p \cdot n, \quad (9)$$

где n – количество опорных ребер.

На рис. 3 представлены зависимости собственной изгибной жесткости слоя резины $C_{из}$ от толщины h для размеров $a \times b$: 0,5x0,47 м; 1x0,47 м, рассчитанные по (6).

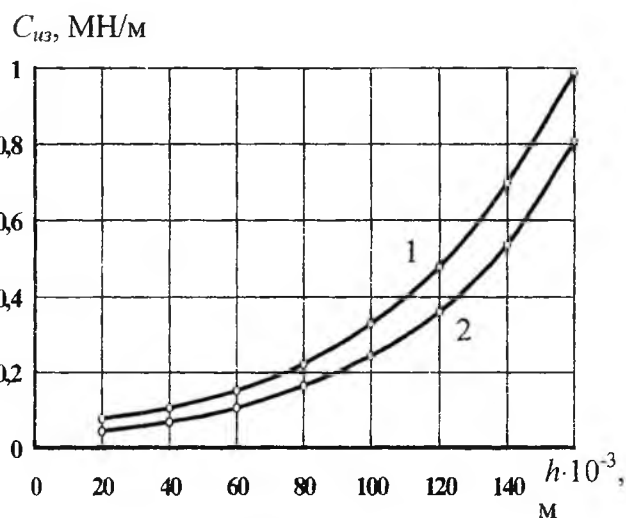


Рис. 3 Зависимость изгибной жесткости слоя резины от толщины:

1 – $a \times b = 0,5 \times 0,5$ м;

2 – $a \times b = 1 \times 0,5$ м.

Анализ графических зависимостей показывает, что изгибная жесткость слоя $C_{из}$ над воздушным зазором имеет значительные пределы изменения и зависит от геометрических размеров пластины, в первую очередь от ее толщины.

Наиболее эффективное снижение нагрузок и деформаций обеспечивается при соблюдении следующих условий: изгибная жесткость слоя резины $C_{из}$ находится в пределах 0,15-0,6 МН/м, что не превышает $2 C_{уд}$.

С увеличением размеров пластины в плане жесткость слоя резины уменьшается. При толщине слоя не более 0,12-0,13 м не превосходит величины $2 C_{уд} = 0,55$ МН/м.

На рис. 4 приведены зависимости жесткости упругого основания $C_{ос}$ от геометрических параметров опорных ребер, пока-

зывают, что при значениях ширины ребра в пределах $b_p = 0,02-0,04$ м, значение жесткости находится в пределах до $0,6$ МН/м, что не превышает значений изгибной жесткости пластины.

Из (7) следует, что жесткость упругого основания пластины зависит от высоты опорных ребер, которая равна высоте воздушного зазора.

Наиболее существенное влияние на уменьшение жесткости системы оказывает изменение высоты воздушной полости h_0 в пределах $0,02-0,05$ м. Увеличение высоты воздушного зазора свыше $0,05$ м не оказывает существенного влияния на снижение жесткости основания и представляется нецелесообразным. Поэтому при дальнейших исследованиях следует принимать высоту воздушного зазора h_0 в пределах $0,02-0,04$ м.

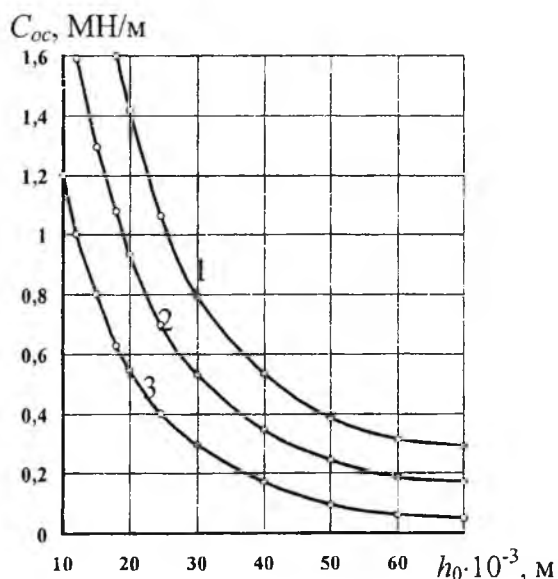


Рис. 4 Зависимость жесткости упругого основания от геометрических размеров опорных ребер:

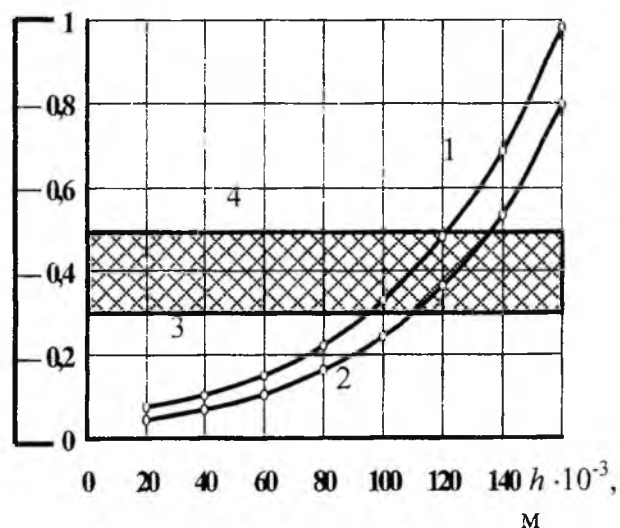
- 1 — ширина ребра 30 мм;
- 2 — ширина ребра 20 мм.
- 3 — ширина ребра 10 мм.

При толщинах слоя резины над воздушной полостью в пределах $0,1-0,12$ м (рис. 5) собственная изгибная жесткость слоя резины достаточно велика. В этом случае слой резины над полостью может рассматриваться и рассчитываться как пластина опертая на призматические упругие элементы, работающие на сжатие с высотой, соответствующей высоте воздушного зазора.

Таким образом при начальной толщине резиновой футеровочной плиты буферной конструкции ударные нагрузки снижаются за счет ребер 3. В процессе износа уменьшается толщина слоя резины над воздушным зазором и ударные нагрузки снижаются за счет собственной изгибной жесткости пластины 1.

Выполнение футеровочной плиты буферной конструкции со следующими геометрическими параметрами: высота футеровки $H = 120-140$ мм; толщина слоя резины над воздушным зазором $h = 90-110$ мм; высота воздушной полости $h_0 = 20-40$ мм; ширина ребра $b_p = 10-30$; позволяет по меньшей мере в $1,4-1,9$ раз снижать нагрузки и деформации, которые возникают при ударном нагружении, что в свою очередь позволяет применять футеровки буферной конструкции в мельницах диамет-

$C_{ос} \quad C_{из}, \text{ МН/м}$



ром $3,2-4$ м работающих с шарами $80-100$ мм.

Рис. 5 Система жесткостей $C_{из}$ и $C_{ос}$:

- 1, 2 — зависимость изгибной жесткости слоя резины от толщины;
- 3, 4 — жесткость кромок шириной $10-30$ мм, высотой 30 мм.

Библиографический список

- [1] Защитные футеровки и покрытия горно-обогатительного оборудования / А.А. Тарасенко, Е.Ф. Чижик, А.А. Взорров, В.А. Настоящий — М.: Недра, 1985. — 204 с.

- [2] Козлов М.С. Экономическое обоснование гуммирования деталей машин. – Тезисы докладов 1-й Всесоюзной научно-технической конференции "Проблемы повышения износостойкости и снижение металлоемкости промышленного оборудования методом гуммирования". – Ставрополь, 1981. – С. 73-75.
- [3] Донченко А.С., Донченко В.А. Справочник механика рудообогатительной фабрики. – М.: Недра, 1975. – 560 с.
- [4] Настоящий В.А. Выбор параметров и разработка конструкции резиновых футеровок большеразмерных рудоразмольных мельниц. Автореф. дис. канд. техн. наук: 05.05.06 / Кировоградский институт сельскохозяйственного машиностроения – Днепропетровск, 1986. – 18 с.
- [5] Теоретическая механика: Методические указания и контрольные задания для студентов заочников строительных, транспортных, машиностроительных и приборостроительных специальностей / Котова Л.И., Надеина Р.И., Тарг С.М. и др. – М.: Высшая школа, 1982. – С. 56.
- [6] Настоящий В.А. Выбор параметров и разработка конструкций резиновых футеровок большеразмерных рудоразмольных мельниц: Дис., канд. техн. наук: 05.05.06. – Кировоград, 1985. – 181 с.
- [7] Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. – М.: Физматгиз, 1959. – 560 с.
- [8] Потураев В.Н., Дырда В.И., Круш И.И. Прикладная механика резины – Киев, "Наукова думка" 1980. – 259 с

Рекомендовано до публікації д.т.н.

Блохіним С.Є. 05.08.2000

© Джирма С.А., 2000 г.

УДК 622.625.28

ХАРАКТЕРИСТИКИ КОЛЕБАТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ ПРИ ОГРАНИЧЕНИИ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ МАССЫ ФРИКЦИОНА

Шумриков В.В., Таран И.А, Ширин Л.Н.,
НГА Украины, г. Днепропетровск

Исследованиям динамической модели колебательной системы при ограничении перемещения массы абсолютно жестким упором посвящено значительное количество работ, применительно к теории виброударных систем [1,2]. Вместе с тем в настоящее время практически отсутствуют работы, в которых представлены результаты исследований виброударных взаимодействий применительно к фрикционным системам. Это связано с тем фактом, что в современной триботехнике используют фрикционные пары, динамика которых, в основном, определяется скоростью принудительно-подвижного элемента (тормозной колодки), и фрикционные колебания рассматриваются с позиций механических релаксационных автоколебаний по форме близких к гармоническим.

Экспериментальные исследования, проведенные в НГА Украины на кафедре рудничного транспорта [3], и посвященные динамике

"подпружиненных" секций тормозной колодки, позволили установить необходимость теоретического рассмотрения взаимодействия отдельных секций с колесом, с позиций изучения процессов систематических соударений (тормозной колодки и колеса). Следует отметить, что в проблемах механики контактного взаимодействия процессы систематических соударений, возникающие в колебательной системе при ограничении перемещения массы абсолютно жестким упором (колесом с геометрическими несовершенствами) являются предельным случаем триботехнических задач.

В отличие от классического рассмотрения поведения механических систем (фрикционных пар), т. е. изучения поведения систем, в которых возбуждаются колебания по форме близкие к гармоническим и систем, в которых колебания имеют